

2759 DE



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 **Offenlegungsschrift**
10 **DE 199 36 742 A 1**

51 Int. Cl.⁷:
F 16 H 35/02
B 21 C 1/30

21 Aktenzeichen: 199 36 742.6
22 Anmeldetag: 7. 8. 1999
43 Offenlegungstag: 8. 2. 2001

DE 199 36 742 A 1

71 Anmelder:
Schumag AG, 52076 Aachen, DE

74 Vertreter:
Patentanwaltskanzlei Liermann - Castell, 52349
Düren

72 Erfinder:
Heßberger, Dirk, 52078 Aachen, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:

DE-AS	25 28 023
US	24 82 811
US	21 31 288
EP	04 33 767 B1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

54 Antrieb für ein Kettenrad, insbesondere einer Kettenziehvorrichtung

57 Bei dem Antriebsstrang vorzugsweise einer Ziehvorrichtung zum kontinuierlichen Ziehen von Rohr- und Stangenmaterial ist vorgesehen, daß der Antriebsstrang zwischen Antriebsmotor und Kettenrad ein antriebsseitiges Unrundrad und ein abtriebsseitiges Unrundrad aufweist. Durch die Auswahl geeigneter Unrundräder wird am abtriebsseitigen Unrundrad eine resultierende, abgegebene Drehzahl erzeugt, mit der der beim Ziehen von Ketten auftretende Polygoneffekt vollständig kompensiert werden kann, so daß keine Geschwindigkeitsschwankungen im ziehenden Kettenstrang mehr auftreten und mithin eine gleichbleibende Qualität des gezogenen Materials gesichert ist. Mit den miteinander kämmenden Unrundrädern können bei konstanter Antriebsdrehzahl des Antriebsmotors die Abtriebsdrehzahlen des abtriebsseitigen Unrundzahnrades auf den Polygoneffekt eingestellt werden. Die Auswahl der Geometrien der Unrundräder erfolgt in Abhängigkeit von der Anzahl der Zähne des Kettenrades und der Gestalt der Kettenglieder.

DE 199 36 742 A 1

Die Erfindung betrifft einen Antrieb für ein mehrere Kettenzähne aufweisendes Kettenrad. Das Hauptanwendungsgebiet der Erfindung ist ein Kettenrad einer Kettenziehvorrichtung zum Ziehen von Stangen-, Rohr-, Rund- und Profilmaterial mit einer endlos umlaufenden Kette. Die Erfindung ist aber auch vorteilhaft auf anderen technischen Gebieten einsetzbar, bei denen eine endlose umlaufende Kette mittels eines Kettenrades angetrieben wird.

Da die Einzelglieder bzw. Verbindungsglieder einer Kette starr sind, kann sich die Kette dem Teilkreis des Kettenrades nur polygonförmig anpassen. Der Hebelarm einer auf den Kettenstrang ausgeübten Kraft ändert sich dadurch mit dem Drehwinkel des Kettenrades, wodurch das Lastmoment und die in Kettenzugrichtung resultierende Vortriebsgeschwindigkeit der Kette periodisch schwanken. Neben den Last- und Geschwindigkeitsschwankungen werden auch Schwan- kungen der Kette in der Laufrhöhe angeregt, die insgesamt zu unerwünschten Schwingungen in der Maschine und dadurch zu höherem Verschleiß des gesamten Kettenantriebs führen können. Bei der Auslegung des Antriebs für ein Kettenrad bzw. für einen Kettentrieb muß daher dieser sogenannte Polygoneffekt berücksichtigt werden.

Um dem Polygoneffekt entgegenzuwirken, sind im Stand der Technik bisher eine Vielzahl von technischen Lösungen vorgeschlagen worden. Eine Kompensation des Polygoneffektes kann z. B. dadurch erzielt werden, daß vergleichsweise große Kettenräder mit einer hohen Zähnezahl verwendet werden. Maschinen mit großen Kettenrädern zeigen zwar einen vergleichsweise ruhigen Lauf, dies wird allerdings mit einer Vergrößerung des für den Antrieb benötigten Bauraumes und mit einer Erhöhung der Anzahl der Ketten- glieder erkauft, so daß auch das Gewicht der Kette und damit die zu installierende Antriebsleistung steigt.

Weiter ist es aus dem Stand der Technik bekannt, als Ausgleichsmittel zur Kompensation des Polygoneffektes eine spezielle Kettenführung vorzusehen, mit der die Kette derart an das Kettenrad herangeführt wird, daß sich der Effekt der starren Kettenglieder nur geringfügig auswirkt.

In Kettenziehvorrichtungen zum Ziehen von Stangen-, Rohr-, Rund- und Profilmaterial mit einer endlos umlaufenden Kette kann der Polygoneffekt erheblichen Einfluß auf die Qualität des gezogenen Materials haben, da sich Geschwindigkeitsschwankungen und Schwingungen unmittelbar auf die Homogenität des Ziehprozesses und die Längentoleranzen des gezogenen Materials auswirken. In einem kontinuierlichen Ziehprozeß werden die zu ziehenden Rohren oder Stangen mit speziellen Greifwerkzeugen gegriffen und mit den umlaufenden Treibkettenpaaren gezogen. Eine derartige kontinuierliche Ziehvorrichtung ist z. B. aus dem Patent EP 0 433 767 B1 bekannt. Bei dieser Kettenziehmaschine wurde keine Ausgleichsvorrichtung zum Ausgleich der durch den Polygoneffekt verursachten Geschwindigkeitsschwankungen der Treibketten vorgesehen.

Aus der EP 0 850 216 A1 ist ein dem Oberbegriff der vorliegenden Erfindung zugrundeliegender Antrieb für eine kontinuierliche Ziehvorrichtung bekannt, bei dem dem Polygoneffekt bereits Rechnung getragen wurde. Bei dem gattungsgemäßen Antrieb ist in den Antriebsstrang zwischen dem Antriebsmotor und den angetriebenen Kettenrädern ein Übersetzungsgetriebe geschaltet. Die Antriebswelle des Übersetzungsgetriebes ist mit der Motorwelle des Antriebsmotors über ein Kreuzkopfgelenk verbunden und um einen Winkel verschwenkt eingebaut. Durch das Kreuzkopfgelenk wird bei zueinander verschwenkter An- und Antriebswelle eine Unregelmäßigkeit der Umfangsgeschwindigkeiten erzielt, die zur Kompensation des Polygoneffektes ausgenutzt

werden soll. Der Ausgleichseffekt dieses Antriebs hängt entscheidend von der Einstellung des Winkel zwischen der An- und Abtriebswelle ab. Ein derartiger Antrieb erfordert daher einerseits eine genaue Justage des Winkels, andererseits eine regelmäßige Überwachung der Einstellung, da bei einer ungünstigen Fehlstellung des Winkels statt einer Kompensation eine Verstärkung des Polygoneffektes erzeugt wird. Für den praktischen Einsatz in einer Ziehvorrichtung ist der aus der EP 0 850 216 A1 bekannte Antrieb daher wenig geeignet.

Mit der Erfindung soll ein Antrieb geschaffen werden, der mit einfachen Mitteln eine betriebssichere Kompensation des Polygoneffektes bewirkt.

Diese Aufgabe wird durch die im Patentanspruch 1 angegebene Erfindung gelöst. Erfindungsgemäß ist vorgesehen, daß der Antriebsstrang zwischen Antriebsmotor und Kettenrad ein antriebsseitiges Unrundrad und ein abtriebsseitiges Unrundrad aufweist. Durch die Auswahl geeigneter Unrundräder wird am abtriebsseitigen Unrundrad eine resultierende, abgegebene Drehzahl erzeugt, mit der der Polygoneffekt vollständig kompensiert werden kann, so daß keine oder nur geringfügige Geschwindigkeitsschwankungen im ziehenden Kettenstrang mehr auftreten und mithin eine gleichbleibende Qualität des gezogenen Materials gesichert ist. Mit den miteinander wechselwirkenden Unrundrädern können bei konstanter Antriebsdrehzahl des Antriebsmotors die Abtriebsdrehzahlen des abtriebsseitigen Unrundzahn- rades auf den Polygoneffekt eingestellt werden. Die Auswahl der Geometrien der Unrundräder erfolgt in Abhängigkeit von der Zähnezahl des Kettenrades und der Gestalt der Kettenglieder. Der erfindungsgemäße Antrieb bewirkt selbst bei Kettenrädern mit nur wenigen Kettenzähnen eine nahezu vollständige Kompensation des Polygoneffektes.

Da der Polygoneffekt periodisch auftritt, erfolgt die Auslegung der Unrundräder vorzugsweise dergestalt, daß die Wälzkurve eines jeden Unrundrades jeweils aus mehreren Wälzkreissegmenten mit gleichförmigen Wälzkurvenabschnitten zusammengesetzt ist. Die Wälzkurvenabschnitte des antriebsseitigen und des abtriebsseitigen Unrundrades sollten gleiche Wälzkurvenlängen aufweisen, so daß die Wälzkurvenabschnitte und mithin die Unrundräder gleichmäßig aufeinander abrollen und eine periodische Schwan- kung der Abtriebsdrehzahl des abtriebsseitigen Unrundrades ermöglichen.

Weiter vorteilhaft ist es, wenn das antriebsseitige Unrundrad weniger Wälzkreissegmente als das abtriebsseitige Unrundrad aufweist, so daß ein Antriebsmotor mit hohen Antriebsdrehzahlen eingesetzt werden kann. Bei einer vorteilhaften Ausgestaltung ist das antriebsseitige Unrundrad ellipsenförmig.

Bei einer ersten Ausführungsalternative entspricht die Anzahl der Wälzkreissegmente des abtriebsseitigen Unrundrades der Anzahl der Kettenzähne. Bei einem derartigen Antrieb kann dann das abtriebsseitige Unrundrad wahlweise mit dem Kettenrad auf einer gemeinsamen Welle angeordnet sein oder durch ein Zahnradgetriebe oder ein Transmissionsmittel, wie z. B. einem Zahnriemen, mit dem Kettenrad gekoppelt sein.

Bei einer alternativen Ausführungsform ist zwischen dem abtriebsseitigen Unrundrad und dem Kettenrad ein Übersetzungsgetriebe zwischengeschaltet, dessen Übersetzungsverhältnis i_K sich aus dem Verhältnis der Anzahl der Wälzkreissegmente des abtriebsseitigen Unrundrades und der Kettenzähne des Kettenrades bzw. aus dem Verhältnis des Winkels, über den sich die Wälzkreissegmente des abtriebsseitigen Unrundrades erstrecken, und dem Teilungswinkel des Kettenrades ergibt. Vorteilhafterweise ist das Übersetzungsverhältnis ganzzahlig. Bei dem Übersetzungsgetriebe kann es

sich um ein ein- oder mehrstufiges Zwischengetriebe handeln.

Das abtriebsseitige Unrundrad ist vorzugsweise derart konstruiert, daß seine Wälzkurvenabschnitte zwei Wendepunkte haben. Jeder Wälzkurvenabschnitt weist dann in der Mitte einen minimalen Radialabstand von der Drehachse des Unrundrades und an den Übergängen zu den nächsten Wälzkreissegmenten maximale Radialabstände von der Drehachse auf. Der Abstand zwischen den Drehachsen der Unrundräder ist vorzugsweise konstant.

Weiter vorteilhaft ist es, wenn die Unrundräder als Zahnräder ausgebildet sind, da mit Zahnradern ein sicherer Ablauf der Wälzkreissegmente aufeinander ohne die Gefahr von Gleiten zwischen den Unrundrädern ermöglicht wird.

Für Kettenziehvorrichtungen, mit denen Stangen und Rohre mit besonders hohen Qualitätsanforderungen an gleichbleibende Dicken gezogen werden sollen, kann als weiteres Ausgleichsmittel zur Kompensation des Polygoneffektes eine spezielle Kettenführung der Kette an das Kettenrad heran vorgesehen sein.

Weitere Vorteile und Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung einer rein schematischen Darstellung des Aufbaus des erfindungsgemäßen Antriebs für zwei verschiedene Ausführungsformen.

In der Zeichnung zeigt:

Fig. 1 schematisch einen erfindungsgemäßen Antriebsstrang ohne Übersetzungsgetriebe; und

Fig. 2 einen erfindungsgemäßen Antriebsstrang mit Übersetzungsgetriebe zwischen den Unrundzahnradern und dem Kettenrad.

In den **Fig. 1** und **2** sind in einer rein schematischen Darstellung nur die zum Ausgleich des Polygoneffektes notwendigen Bauteile eines insgesamt mit **10** in **Fig. 1** bzw. **20** in **Fig. 2** bezeichneten Antriebsstrangs dargestellt. Der Antriebsstrang dient zum Antreiben des Kettenrades **11** einer ansonsten nicht weiter dargestellten Ziehvorrichtung. Mit dem Kettenrad **11** wird eine Kette **12** in Richtung des Pfeiles **P** gezogen. Die Ziehkette **12** besteht aus gelenkig miteinander verbundenen Kettengliedern **12a**, **12b**, in deren Zwischenräume die Zähne **13** des Kettenrades **11** eingreifen. An der Kette **12** sind die nicht dargestellten Greifvorrichtungen zum Ziehen der nicht gezeigten Stangen oder Rohren befestigt. In Ziehvorrichtungen erfolgt das Ziehen des Materials meist mit Triebkettenpaaren, d. h. mit mindestens zwei parallel zueinander laufenden Ketten.

Im Antriebsstrang **10** in **Fig. 1** ist ein antriebsseitiges Unrundzahnrad **1** mit einem nicht gezeigten Antriebsmotor drehfest verbunden. Das antriebsseitige Unrundzahnrad **1** ist ellipsenförmig und aus zwei gleichförmigen Wälzkreissegmenten **2** zusammengesetzt, von denen eines schraffiert gezeigt ist. Das antriebsseitige Unrundzahnrad **1** ist über seine nicht näher dargestellte Verzahnung mit der Verzahnung des abtriebsseitigen Unrundzahnrades **3** in Eingriff. Dieses weist insgesamt 6 zueinander gleichförmige Wälzkreissegmenten **4** auf, von denen eines schraffiert dargestellt ist.

Es versteht sich, daß die einzelnen Unrundzahnräder aus einem Stück bestehen bzw. gefertigt sein können und sich die Bezeichnung Wälzkreissegmente nur auf den gleichförmigen Aufbau der einzelnen Unrundzahnräder bezieht.

Das Wälzkreissegment **2** des Unrundzahnrades **1** hat einen Wälzkurvenabschnitt **2'**, der die gleiche Bogenlänge beziehungsweise Wälzkurvenlänge wie der Wälzkurvenabschnitt **4'** des Wälzkreissegmentes **4** des abtriebsseitigen Unrundzahnrades **3** aufweist. Weiterhin ist der Abstand zwischen der Drehachse **5** des Unrundrades **1** und der Drehachse **6** des Unrundrades **3** konstant. Die Wälzkurve bzw. der Umfang des Unrundrades **3** kann daher aus der konstanten Summe des Erzeugendenradius **R** des Unrundrades **3**

und des Erzeugendenradius **U** des Unrundrades **1** ermittelt werden.

Um den im Betrieb des Antriebsstrangs **10** am Kettenrad **11** auftretenden Polygoneffekt auszugleichen, hat der Wälzkurvenabschnitt **4'** des Wälzkreissegmentes **4** des abtriebsseitigen Unrundzahnrades **3** zwei Wendepunkte **9**, **9'**, sowie einen Wälzkurvenpunkt mit minimalem Radialabstand R_{\min} in der Mitte des Wälzkurvenabschnitts **4'** und zwei Wälzkurvenpunkte mit maximalem Radialabstand R_{\max} . Das elliptische Unrundzahnrad **1** ist derart mit dem Unrundzahnrad **3** in Eingriff gesetzt, daß sich die Wälzkurven einerseits berühren, wenn die kürzere Nebenachse der Ellipse mit dem maximalen Radialabstand R_{\max} des Unrundzahnrades **3** zusammentrifft, andererseits berühren, wenn die längere Hauptachse des ellipsenförmigen Unrundrades **1** auf den minimalen Radialabstand R_{\min} trifft. Die Abtriebsdrehzahl des abtriebsseitigen Unrundrades **3** ist dann minimal, wenn, wie in **Fig. 1** gezeigt, Nebenachse und maximaler Radialabstand R_{\max} zusammentreffen bzw. maximal, wenn Hauptachse und minimaler Radialabstand zusammentreffen. Die Kopplung des abtriebsseitigen Unrundzahnrades **3** mit dem Kettenrad **11** ist zur Kompensation nun derart ausgeführt, daß die Drehzahl des abtriebsseitigen Unrundzahnrades **3** einen minimalen Wert hat, wenn sich das Kettenrad **1**, wie in **Fig. 1** gezeigt, in einer Winkelstellung befindet, in der bei theoretisch konstanter Antriebsdrehzahl des Kettenrades **11** aufgrund des Polygoneffektes eine maximale Kettenvor-schubgeschwindigkeit resultieren würde. Tatsächlich ist aber aufgrund der miteinander kämmenden Unrundräder **1**, **3** die Abtriebsdrehzahl des abtriebsseitigen Unrundzahnrades **3** gerade minimal, so daß sich insgesamt der Polygoneffekt und die mit den Unrundzahnradern **1**, **3** erzeugten Drehzahl-schwankungen gegeneinander aufheben, so daß eine absolut gleichförmige Kettenzuggeschwindigkeit resultiert.

Für den Fachmann ist nun ersichtlich, welche Erzeugendenradien und Krümmungsradien die Maximalradien, Minimalradien und Wendepunkte der Wälzkurven bzw. Unrundzahnräder **1**, **3** haben müssen, damit eine optimale Kompensation des Polygoneffektes bei einem bestimmten Kettenrad erzielt wird.

In **Fig. 1** ist das Übersetzungsverhältnis zwischen dem Unrundzahnrad **3** und dem Unrundzahnrad **1** $i_u = 3 : 1$. Das abtriebsseitige Unrundzahnrad **3** ist mit dem Kettenrad **11** über ein Transmissionsmittel **8** verbunden. Daher muß der Winkel τ_1 , über den sich das Wälzkreissegment **4** des zweiten Unrundzahnrades **3** erstreckt, genau so groß wie der Winkel α_1 zwischen zwei Zähnen **13** des Kettenrades **11** sein. Anstelle des Transmissionsmittels kann aber auch ein Zahnradgetriebe verwendet werden oder das Unrundzahnrad und das Kettenrad sind auf einer gemeinsamen Welle angeordnet.

Fig. 2 zeigt eine alternative Ausführungsform eines Antriebsstrangs **20**. Gleiche Teile sind mit gleichen Bezugszeichen versehen. Auch hier wird die Kette **12** mittels der Zähne **13** des Kettenrades **11** in Transportrichtung **P** bewegt. Abweichend von der Ausführungsform nach **Fig. 1** ist das abtriebsseitige Unrundzahnrad **23** über ein insgesamt mit **15** bezeichnetes Übersetzungsgetriebe mit dem Kettenrad **11** gekoppelt. Das Übersetzungsgetriebe **15** besteht in an sich bekannter Weise aus Zahnradern und kann ein- oder mehrstufig ausgeführt sein. Das abtriebsseitige Unrundzahnrad **23** hat hier nur 3 Wälzkreissegmente **24** mit Wälzkurvenabschnitten **24'**, die sich über den Winkelbereich τ_2 erstrecken. Das Übersetzungsgetriebe hat ein Übersetzungsverhältnis von $i_K = \tau_2 / \alpha_2$. Insgesamt dreht sich daher das Kettenrad **11** um den Winkel α_2 , wenn sich das abtriebsseitige Unrundrad **23** um den Winkel τ_2 dreht. Das mit dem nicht gezeigten Antriebsmotor gekoppelte antriebsseitige Unrundzahnrad

21 ist zwar wie bei der Ausführungsform nach Fig. 1 ellipsenförmig und aus zwei Wälzkreissegmenten 22 aufgebaut, die Abmessungen der Haupt- und Nebenachse bzw. des Erzeugendenradius U des Unrundrades 21 sind aber an die veränderte Kurvengeometrie des Wälzkreissegmentes 24 angepaßt.

Bei beiden Ausführungsformen versteht es sich, daß das Übersetzungsverhältnis i_u zwischen den Unrundzahnradern vergleichsweise frei gewählt werden kann, so daß insgesamt der Antrieb sehr flexibel an die optimale Motordrehzahl des Antriebsmotors angepaßt werden kann. Für ein Kettenrad mit veränderter Zähnezahzahl oder verändertem Durchmesser sind andere Wälzkurven und Erzeugendenradien für die Unrundzahnrad zum Ausgleich des Polygoneffektes erforderlich.

Patentansprüche

1. Antrieb für ein mehrere Kettenzähne aufweisendes Kettenrad, insbesondere für ein Kettenrad einer Kettenziehvorrichtung zum Ziehen von Stangen-, Rohr-, Rund- und Profilmaterial mit einer endlos umlaufenden Kette, mit einem das Kettenrad über einen Antriebsstrang antreibenden Antriebsmotor, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Antriebsstrang (10; 20) ein antriebsseitiges Unrundrad (1; 21) und ein abtriebsseitiges Unrundrad (3; 23) aufweist.
2. Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Wälzkurve eines jeden Unrundrades (1, 21; 3, 23) jeweils aus mehreren Wälzkreissegmenten (2, 4; 22, 24) mit gleichförmigen Wälzkurvenabschnitten (2', 4'; 22', 24') zusammengesetzt ist.
3. Antrieb nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Wälzkurvenabschnitte (2', 4'; 22', 24') des antriebsseitigen und des abtriebsseitigen Unrundrades (1, 3; 21, 23) gleiche Wälzkurvenlängen aufweisen.
4. Antrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das antriebsseitige Unrundrad (1; 21) weniger Wälzkreissegmente (2; 22) als das abtriebsseitige Unrundrad (3; 23) aufweist.
5. Antrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das antriebsseitige Unrundrad (1; 21) ellipsenförmig.
6. Antrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Anzahl der Wälzkreissegmente (4; 24) des abtriebsseitigen Unrundrades (3; 23) der Anzahl der Kettenzähne (13) entspricht.
7. Antrieb nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das abtriebsseitige Unrundrad (3) und das Kettenrad (11) auf einer gemeinsamen Welle angeordnet oder durch ein Zahnradgetriebe oder ein Transmissionsmittel (14), wie einen Riemen, miteinander gekoppelt sind.
8. Antrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem abtriebsseitigen Unrundrad (3; 23) und dem Kettenrad (13) ein Übersetzungsgetriebe (15) mit einem Übersetzungsverhältnis von (i_K) zwischengeschaltet ist, wobei das Übersetzungsverhältnis aus dem Winkelbereich (τ_2) der Wälzkreissegmente (4; 24) des abtriebsseitigen Unrundrades (3; 23) und dem Teilungswinkel (α_2) des Kettenrades (13) festgelegt ist.
9. Antrieb nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Übersetzungsverhältnis (i_K) ganzzahlig ist.
10. Antrieb nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Übersetzungsgetriebe (15) ein ein- oder mehrstufiges Zwischengetriebe ist.

11. Antrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Wälzkurvenabschnitte (4'; 24') der Wälzkreissegmente (4; 24) des abtriebsseitigen Unrundrades (3; 23) zwei Wendepunkte (9, 9') aufweisen.

12. Antrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Abstand zwischen den Drehachsen (5; 6) der Unrundräder (1, 3; 21, 23) konstant ist.

13. Antrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Unrundräder (1, 3; 21, 23) Zahnräder sind.

14. Antrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Kette mit einer speziellen Kettenführung an das Kettenrad herangeführt ist.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

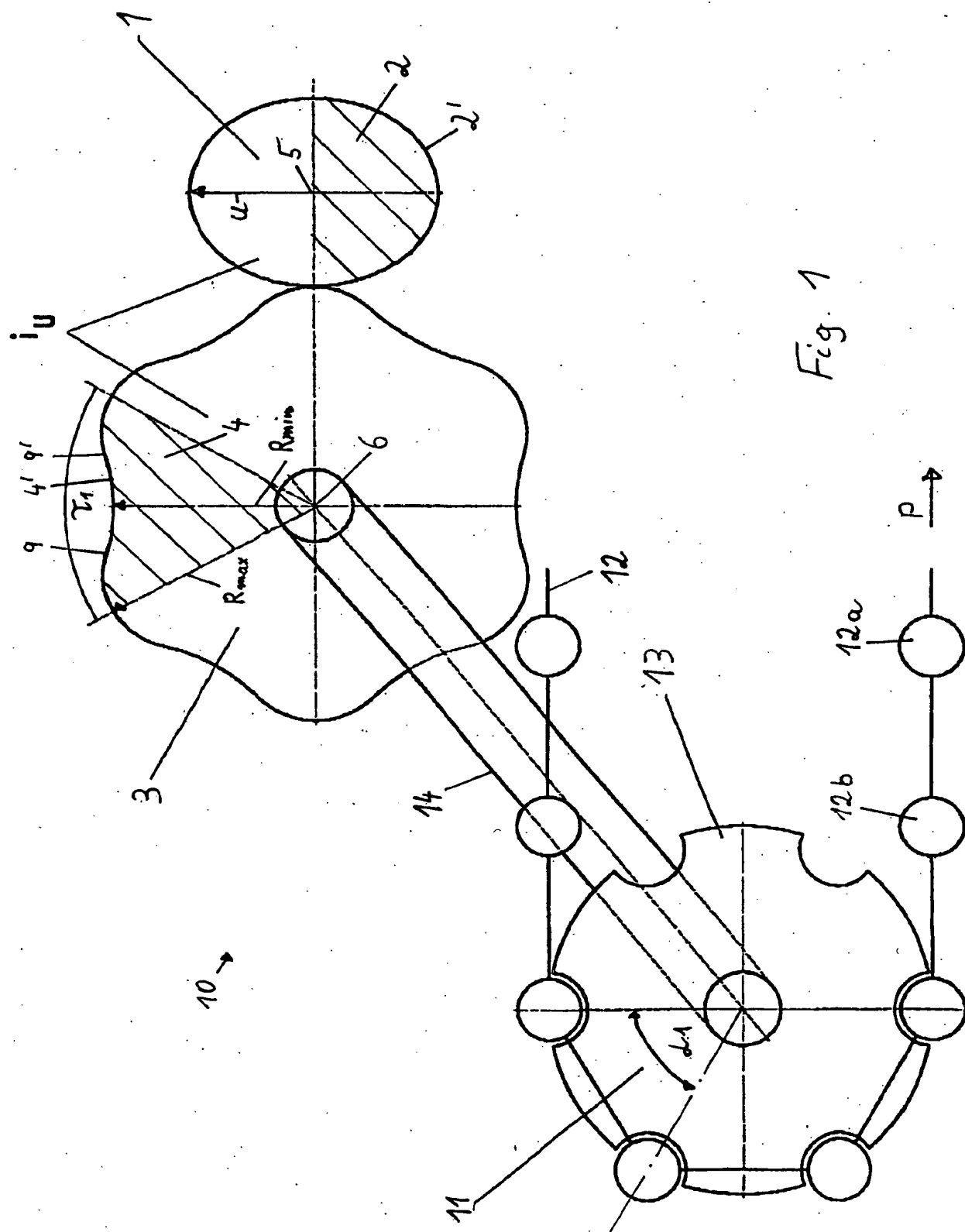


Fig. 1

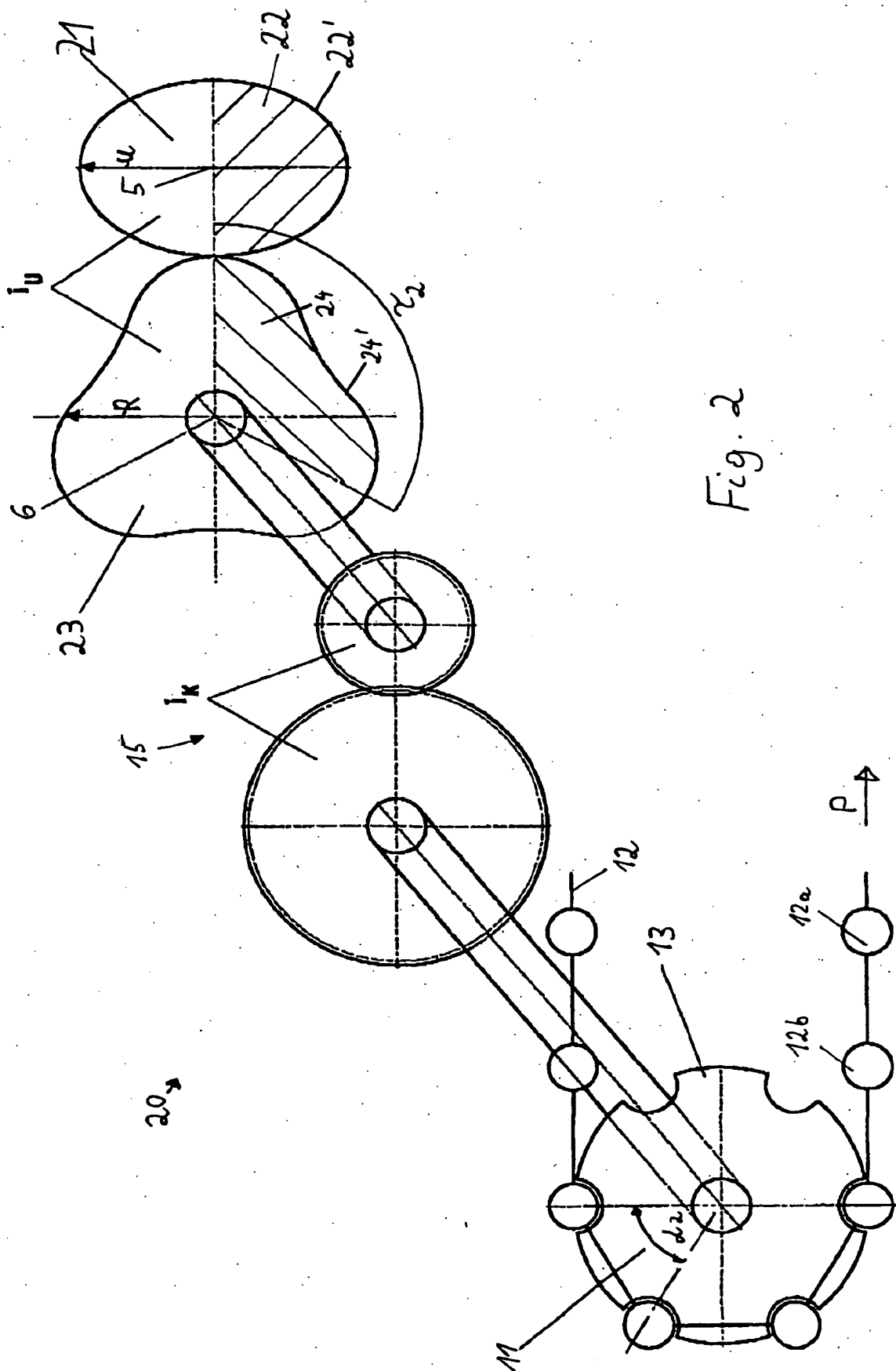


Fig. 2